№ 7 Warszawa, 25 lipca 1938 r. Rok XVI

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Dr. Inż. ROBERT SZEWALSKI,

ZAGADNIENIA ROZWOJOWE W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH I TURBOSPRĘŻAREK.

(NA TLE WRAŻEŃ Z SZWAJCARSKICH I NIEMIECKICH ZAKŁADÓW PRZEMYSŁOWYCH).

Stało się u nas zwyczajem, że po powrocie z zagranicznych wycieczek naukowych omawia się na odczytach i na łamach prasy fachowej wrażenia dotyczące ciekawszych obiektów technicznych, tendencje rozwojowe przemysłu, nowe konstrukcje i metody warsztatowe. Zwyczaj i słuszny i pożyteczny, bo zaznajamia z faktami bądź nieraz zupełnie przemilczanymi na łamach prasy obcojęzycznej, bądź podawanymi w tej prasie albo w katalogach fabrycznych ze znacznym, nierzadko kilkuletnim opóźnieniem.

Jesienią ub. roku miałem możność spędzić dwa miesiące czasu w fabryce turbin parowych Zakładów Brown Boveri w Baden koło Zurychu. Przy tej sposobności zwiedziłem również, chociaż pobieżnie, dwie inne fabryki szwajcarskie: Zakłady Escher Wyss w Zurychu, wytwarzające przede wszystkim turbiny, parowe i wodne, oraz Zakłady Oerlikon pod Zurychem, o tym samym mniej więcej programie produkcji co Zakłady Brown Boveri, a więc z działem elektrycznym i mechanicznym, tylko w odpowiednio pomniejszonej skali. W drodze powrotnej przez Niemcy zwiedziłem ponadto piękną fabrykę turbin Siemensa w Mühlheim (nad rzeką Ruhr), produkującą wyłącznie tylko turbiny parowe, a to według trzech systemów: osiowe typu Thyssen - Röder, promieniowe przeciwbieżne typu Ljungström oraz promieniowe własnej konstrukcji — wreszcie na zakończenie podróży zwiedziłem fabrykę turbin A. E. G. (Allgemeine Elektrizitäts Gesellschaft) w Berlinie. Wypada zauważyć, że fabryka A. E. G., której szczytowa produkcja roczna w okresie przedkryzysowym wynosiła około 700.000 *kW*, po gwałtownym spadku produkcji w latach następnych przekroczyła znów w r. 1936 1,000,000 *kW*, a w r. 1937 nawet 1,500.000 *kW*, wysuwając się tym samym na pierwsze miejsce na świecie przed fabryki amerykańskie: General Electric i Westinghouse.

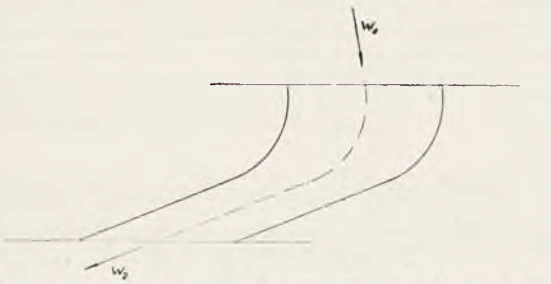
Nie sposób opisać w tego rodzaju artykule wszystkich co najważniejszych nowości i szczegółów konstrukcyjnych. Postaram się zatem streścić na tym miejscu — w oparciu o konstrukcje firmy Brown Boveri, które poznałem najlepiej — ogólne tendencje i prace rozwojowe w dziedzinie turbin parowych i pokrewnych działów maszynowych.

Szwajcaria, bo o niej głównie będzie mowa, jest krajem wysoko uprzemysłowionym. Na równi z całą Europą odczuła dotkliwie skutki załamania się koniunktury i kryzysu. Ostatnio jednak wzmogła znów bardzo znacznie swą produkcję i zwłaszcza po przeprowadzonej niedawno dewaluacji franka wkroczyła ponownie jako groźny konkurent na rynki światowe. Tak np. Zakłady Brown Boveri osiągnęły stan zatrudnienia dorównujący niemal okresowi najwyższej koniunktury przed kryzysem światowym, a ostatnio przyjęte zamówienia są tak duże, że będą wymagały przypuszczalnie pracy ze zmianą nocną, do czego zresztą Szwajcarzy z różnych powodów bynajmniej się nie kwapią. Jako pewne novum zanotować należy w Zakładach Brown Boveri przesunięcie się środka ciężkości produkcji z działu elektrycznego do działu mechanicznego, a to w następstwie szeregu prac rozwojowych przedsięwziętych w okresie kryzysu, których wynikiem jest m. i. kocioł „Velox" i inne jeszcze konstrukcje, o których mowa będzie później.

W tym miejscu muszę uczynić małą dygresję.

Ostatnio mówi się u nas o podjęciu nowych działów produkcji maszynowej, m. i. rozważa się też sprawę budowy turbin parowych w kraju. Podstawę wszelkich rozważań stanowi tu kwestia chłonności rynku krajowego. Dyskutuje się nad wielkością zapotrzebowania turbin w Polsce, boć na tym oprzeć się ma produkcja. Otóż stwierdzić trzeba, że szwajcarskie fabryki turbin nie posiadają zaplecza, rynku krajowego, który by przynajmniej w poważniejszym odsetku wchłaniał ich produkcję. Tak np. Zakłady Brown Boveri, których produkcja jest kilka-

krotnie większa od zapotrzebowania na turbiny całej Polski, dostarczyły w ciągu ostatnich lat czterech, według posiadanych przeze mnie wiadomości, tylko jednej turbiny na rynek szwajcarski, mianowicie do siłowni Laboratorium Maszynowego Politechniki w Zurychu. Cała produkcja w tym względzie Zakładów Brown Boveri, podobnie i innych fabryk szwajcarskich, idzie na eksport, głównie do krajów wysoko uprzemysłowionych, gdzie musi wytrzymać groźną konkurencję przede wszystkim ze strony fabryk krajowych. Do tego dochodzi jeszcze, że Szwajcaria, jak żaden inny kraj w Europie Zachodniej, pozbawiona jest wszelkich podstawowych surowców i musi je sprowadzać z zagranicy, z państw ościennych, oczywiście na gorszych warunkach, i to zarówno finansowo i jeśli chodzi o terminy. W tych warunkach nasuwa



Rys. 1. Schemat kanału łopatkowego.

się nieodparcie wniosek logiczny, że wyroby Zakładów Brown Boveri muszą posiadać walory techniczne wyrównujące w dużym stopniu te podstawowe braki, o których wyżej wspomniałem.

Jak w żadnej innej fabryce podkreśla się tu tendencję do coraz większego udoskonalenia turbin, a przy tym do stworzenia nowych typów maszynowych, o odmiennym niż dotychczas wykorzystaniu energii paliw, które by mogły liczyć na nowe rynki zbytu. Ta praca rozwojowa opiera się z jednej strony, jak to bywa i w innych zakładach, o biura konstrukcyjne, z drugiej zaś o stacje próbne, które zostały w Zakładach Brown Boveri szeroko rozbudowane. Dość powiedzieć, że w okresie czasu sześcioletnim od 1931 do 1936 wydano na prace rozwojowe, a więc poza badaniami przeprowadzanymi systematycznie nad maszynami bieżącej produkcji, około miliona złotych. Ilość pracowników w stacjach próbnych jest również bardzo znaczna. Tak np. oddział próbny turbinowy zatrudniał za mojej bytności w Badenie 27 inżynierów (z dyplomem).

Uczynię może najlepiej, jeżeli zatrzymam się dłużej nad opisem niektórych prac rozwojowych, gdyż one bodaj najlepiej charakteryzują tendencję fabryki i są zarazem mniej znane ogółowi. Zacznę od turbin, które stanowiły do niedawna jedyny, a dziś stanowią wciąż jeszcze najważniejszy obiekt produkcji fabryki.

Turbiny parowe.

Istnieją dwa cele zasadnicze, którym poświęca się tu starania. Pierwszy, to poprawa sprawności turbiny, drugi to zwiększenie pewności, niezawodności ruchu. Obok tych dwóch celów zawsze aktualne są kwestie materiałowe, m. i. w związku ze stosowaniem wysokich temperatur początkowych pary oraz dużej zawartości wilgoci w końcu ekspanzji, oraz metody warsztatowe, ściślej mówiąc konstrukcyjno - warsztatowe, które by wpłynęły na potanienie produkcji.

Sprawność turbin, mianowicie sprawność łopatkowa, dochodzi już dziś do bardzo wysokich wartości. Możliwe ulepszenia są zatem na tym polu niewielkie i wymagają dlatego właśnie bardzo precyzyjnych doświadczeń. Nie wystarczy dziś przy pomiarze sprawności łopatek, a więc przy pomiarze strat, operować szablonowym wzorem:

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 8380\, h_w}.$$

gdzie w_1 i w_2 są wartościami średnimi szybkości odniesionymi do przekrojów łopatki wlotowego i wylotowego (rys. 1) h_w adiabatycznym spadkiem cieplika w wirniku, a ψ spółczynnikiem szybkości względnej charakteryzującym liczbowo sumaryczne straty zachodzące przy przepływie pary przez łopatki. Analizę strat rozbija się na części, rozpatrując wszystkie po kolei czynniki jak kształt profilów łopatkowych, szerokość profilów i wielkość podziałów, gładkość powierzchni łopatek, wpływ drutów wzmacniających i bandaży na obwodzie łopatek, wpływ warstewki granicznej i t. p. Badania tego rodzaju przeprowadzane na łopatkach turbinowych są niezmiernie trudne, jeżeli nie zgoła niemożliwe. Trzeba sobie bowiem uprzytomnić, że łopatki wirują z dużą szybkością obwodową, a po drugie, że przy małych wymiarach kanałów łopatkowych wszelkie przyrządy pomiarowe wstawione w te kanały, jak rurki Pitot'a, sondy, termoelementy i t. p. musiałyby z konieczności fałszować wyniki pomiarów. Dziś korzysta się tu w szerokiej mierze z podobieństwa hydrodynamicznego i wykonuje się doświadczenia na modelach, najczęściej drewnianych, dużych stosunkowo rozmiarów i to przy pomocy czynnika chłodnego, powietrza, które sprawia mniej kłopotu niż gorąca para wodna, kondensująca się poza tym w czasie pomiaru w miejscach najmniej pożądanych. Korzysta się przy tym z pewnych zdobyczy aerodynamiki, przeprowadzając analogię pomiędzy łopatką turbinową odchylającą strumień pary w celu wywołania siły obwodowej, a nośną powierzchnią, t. zw. profilem skrzydła samolotu.

Aby można było z ruchu powietrza w modelu snuć wnioski o ruchu pary w rzeczywistym kanale łopatkowym muszą być zachowane pewne warunki pomiaru. Najważniejsze z nich to podobieństwo geometryczne profi-

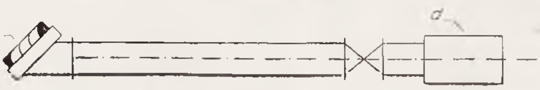
łów (łącznie z chropowatością ścian) oraz równość liczb Reynolds'a. Zgodnie z nowymi pojęciami fizyki przepływów uważa się przy tym ściankę za chropowatą względnie za gładką, jeżeli największe nierówności powierzchni są większe względnie mniejsze od grubości warstewki granicznej przepływającego czynnika. Warto zauważyć, że uzyskanie ścianki „aerodynamiczne gładkiej" wymaga w konsekwencji o wiele dokładniejszej obróbki jej w sferze wysokich temperatur czynnika przepływającego aniżeli przy temperaturach niskich.

Wprowadzając indeksy „1" i „2" dla pary i powietrza, wyrażamy warunek równości liczby Reynolds'a równaniem:

$$\frac{l_1 \cdot c_1}{v_1} = \frac{l_2 \cdot c_2}{v_2},$$

a stąd wyliczamy skalę modelu:

$$m = \frac{l_2}{l_1} = \frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{c_1}{c_2},$$



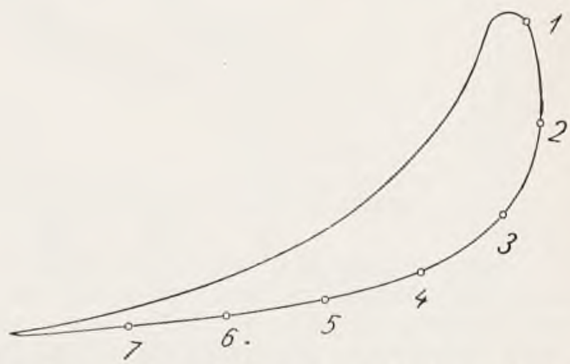
Rys. 2. Zasadniczy układ urządzenia pomiarowego do badań modelowych nad łopatkami turbinowymi: *d* — dmuchawa, *k* — krata z łopatek.

przy czym oznaczają: v — lepkość kinematyczną czynnika, c — jego szybkość, l — jakiś charakterystyczny wymiar liniowy kanału przepływowego.

Obecność lepkości kinematycznej w tym wzorze tłumaczy do pewnego stopnia, dlaczego dopiero obecnie zastosowano w budowie turbin parowych doświadczenia oparte na prawie podobieństwa hydrodynamicznego, choć stosowano je już dawniej z dużym powodzeniem czy to w lotnictwie czy też np. w budowie okrętów. Po prostu wartości lepkości kinematycznej (v) zostały dopiero przed niedawnym czasem pomierzone i opublikowane dla sfery wysokich ciśnień i temperatur pary [1]), przy niskich zaś ciśnieniach i modele wypadają za małe i analogie przepływów nie są tak doskonałe.

Otóż ciekawą jest rzeczą jakiej wielkości modele łopatkowe wchodzą praktycznie w rachubę. Tak np. dla powietrza (20° C i 735 *mm Hg)* jako czynnika pomiarowego i dla pary wodnej o parametrach: $p = 25$ *ata*, $t = 400°$ *C* otrzymujemy: $m = 11$. Jeżeli zatem: $l_1 = 20$ *mm* (poniżej tej wartości nie schodzi się przy tych parametrach pary), to: $l_2 = 220$ *mm*, a odpowiednio duże są też szerokość profilu, podział i t. d. W ogóle im wyższe ciśnienie pary, tym większa skala (m) modelu. Dla parametrów: $p = 100$ *ata* i $t = 500°$ *C* wypada: $m = 33$!

W tej skali można już myśleć o pomiarze wielkości charakterystycznych pary, ciśnienia i szybkości, bez fałszowania wyników pomiaru przez przyrządy. Urządzenie pomiarowe składa się w zasadzie z obszernego kanału powietrznego (rys. 2.) zasilanego z jednej strony powietrzem z dmuchawy. Na drugim końcu kanału znajduje się t. zw. krata, to est segment łopatek, uchwycony w szyny, a przytwierdzony do części przejściowej kanału, której celem jest takie nakierowanie równoległego strumienia powietrza, aby wszystkie łopatki były równo i jednakowo zasilane. Przed i za segmentem łopatek znajdują się rurki spiętrzające połączone ze wspólnym instrumentem rejestrującym różnice ciśnień. Bardzo delikatne sondy kierunkowe ($\varnothing = 2$ *mm)* pozwalają ustalić dokładnie kierunek przepływu. Z różnicy ciśnień Δp obu rurek spiętrzających można obliczyć całkowitą stratę energii w łopatkach. Niezależnie od tego — i to jest właśnie charakterystyczne dla badań modelowych — mierzy się wzdłuż powierzchni łopatek, zarówno po wypukłej jak i po wklęsłej ich stronie, ciśnienia statyczne za pomocą układu cienkich rurek wpuszczonych w ścianę łopatki i zakończonych otworkiem w odpowiednim miejscu na powierzchni (rys. 3.). Te pomiary pozwalają zdać sobie sprawę z przebiegu ciśnień w kanałach łopatkowych. Ponieważ zadaniem łopatki jest wytworzenie siły obwodowej, przeto ciśnienie pary musi być — średnio wzdłuż profilu łopatkowego — wyższe po stronie wklęsłej niż po wypukłej. Jeżeli zachodzi pewna różnica ciśnień przed i za łopatką (reakcyjność), to spadek ciśnienia po stronie wypukłej (grzbietowej) powinien być raczej szybki, powolny zaś po stronie wklęsłej.



Rys. 3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych wzdłuż profilu łopatkowego.

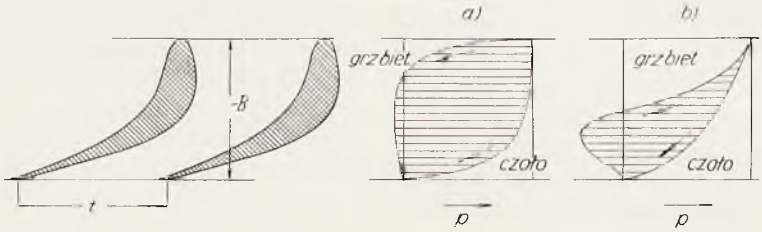
$$P = k \cdot B \cdot p_0 \text{ }^{2)}$$

Wypadek przedstawiony na rys. 4 a jest korzystny, wypadek 4 b nim nie jest. Za daleko doprowadzona ekspanzja po stronie wy-

[1]) Schiller, Forschung a. d. Gebiete d. Ingenieurwesens 1934, str. 171.
Sigwart, Forschung a. d. Gebiete d. Ingenieurwesens 1936, str. 125.

[2]) Siła obwodowa odpowiada powierzchni zakreskowanej na rys. 4.

pukłej jest niekorzystna, gdyż w czasie następującej z konieczności po ekpanzji kompresji może się strumień pary oderwać od ścianki, a wtedy tworzą się wiry, które są walną przyczyną strat przy przepływie przez łopatki. Wypada tu zaznaczyć, że straty skutkiem tarcia są na ogół bardzo nieznaczne; wynoszą około 1½% dla prędkości, około 3% dla energii przepływającej pary. Duże natomiast są straty skutkiem wirów. Pod tym względem trzeba różne profile poddawać badaniu. Które profile łopatkowe są lepsze, a które gorsze, wykazuje ostatecznie doświadczenie. Ale wiele można już przewidzieć rachunkiem, jeżeli uprzytomnić sobie rolę, jaką odgrywa w tym zagadnieniu warstewka graniczna Prandtl'a. Ona jest głównie przyczyną odrywania się strumienia pary od ścianki, a tym samym powstawania szkodliwych wirów. Inaczej zachowuje się tu warstewka o przepływie uwarstwionym (laminarnym), inaczej o przepływie burzliwym. Rachunkowe badanie profilów polega właśnie na wycechowaniu ich krytycznymi wartościami liczby Reynolds'a, przy których zachodzi zmiana charakteru przepływu warstewki granicznej z uwarstwionego w burzliwy. Z tego można wyciągać dość daleko idące wnioski.



Rys. 4. Przebieg ciśnień wzdłuż profilu łopatkowego: a) korzystny przebieg ciśnień: szybka ekspanzja wzdłuż grzbietu, wolna wzdłuż czoła łopatki, b) niekorzystny przebieg ciśnień: znaczna depresja po stronie grzbietowej.



Rys. 5. Charakterystyczne reakcyjne profile łopatkowe: a) pierwotny profil reakcyjny, b) profil unowocześniony, c) profil kroplowy (aerodynamiczny).

Jakkolwiek rachunek ten jest ogromnie interesujący, to jednak zaprowadziłby on nas tutaj za daleko. Wypada natomiast stwierdzić przy tej okazji, że sprawność łopatek akcyjnych jest w równych zresztą warunkach mniej doskonała od sprawności łopatek reakcyjnych. Bo skoro niema spadku ciśnienia w łopatce, to różnicy ciśnień po obu stronach łopatki, nieodzownej dla wytworzenia siły obwodowej, nie można w ogóle wywołać bez kompresji pary, a to może być właśnie niebezpieczne[3]). Jeszcze gorzej przedstawia się oczywiście ta sprawa w kanałach łopatkowych sprężarek, gdzie za łopatką panuje wyższe ciśnienie aniżeli przed łopatką. To też straty przy przepływie czynnika przez łopatki sprężarki, co jest powszechnie wiadome, są jeszcze większe niż w turbinach. Jeśli tedy nie można w pewnych wypadkach uniknąć kompresji czynnika wzdłuż ścianek łopatkowych, to powinno się ją przynajmniej ograniczyć do pewnej wielkości na bieżącą jednostkę długości profilu.

Na zakończenie przedstawię kilka dość dowolnie zresztą wybranych profilów łopatkowych (reakcyjnych), charakteryzujących panujące w tej dziedzinie tendencje **(rys. 5.)**.

Sprawność łopatkowa nowoczesnych profilów, reakcyjnych, wyekstrapolowana na szczelinę równą zeru, obraca się w sferze wzwyż 93%! Przy tym dopuszczają te profile stosowanie zwiększonych podziałów, redukują zatem ilość łopatek na obwodzie koła turbinowego, a w dalszym ciągu koszt budowy turbiny.

Przedstawiłem tu w bardzo krótkim zarysie nowe prądy panujące w dziale teorii turbin zajmującym się projektowaniem łopatek. Prądy te nawiązują do ogólnych prawideł fizyki przepływów, a w szczególności do aerodynamiki, i wymagają od specjalisty turbinowego, konstruktora, nowego podejścia do tych zagadnień, ze znajomością aerodynamiki.

Podobne doświadczenia na modelach jak w Zakładach Brown Boveri wykonuje się też w fabryce Escher Wyss, gdzie impuls do tych badań dał profesor Politechniki w Zurychu Dr Ackeret, były asystent Prof. Prandtl'a w Getyndze. Pomiary przeprowadzone tu na modelach łopatek blaszanych (stary patent f-my Escher Wyss) wykazały duże straty tego systemu i doprowadziły do zarzucenia tej konstrukcji na rzecz łopatek profilowanych, całkowicie obrabianych. (D. c. n.)

---

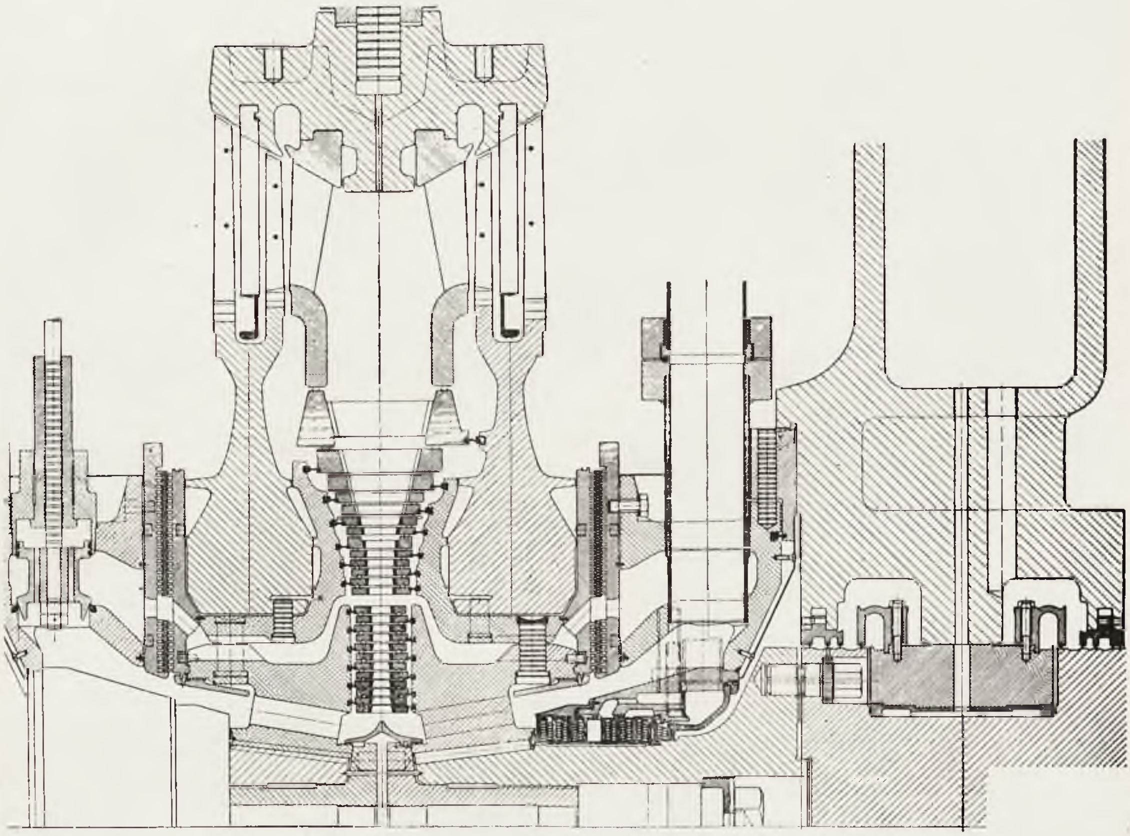
[3]) Podkreślenie tego faktu nie przesądza oczywiście w niczym o przydatności w budowie turbin systemu akcyjnego czy reakcyjnego. Obydwa systemy mają swoje zalety i wady. Wzgląd na osiągalną sprawność łopatkową przemawia na korzyść łopatki reakcyjnej.

WIESŁAW CHRZANOWSKI, Prof., Dr. inż.

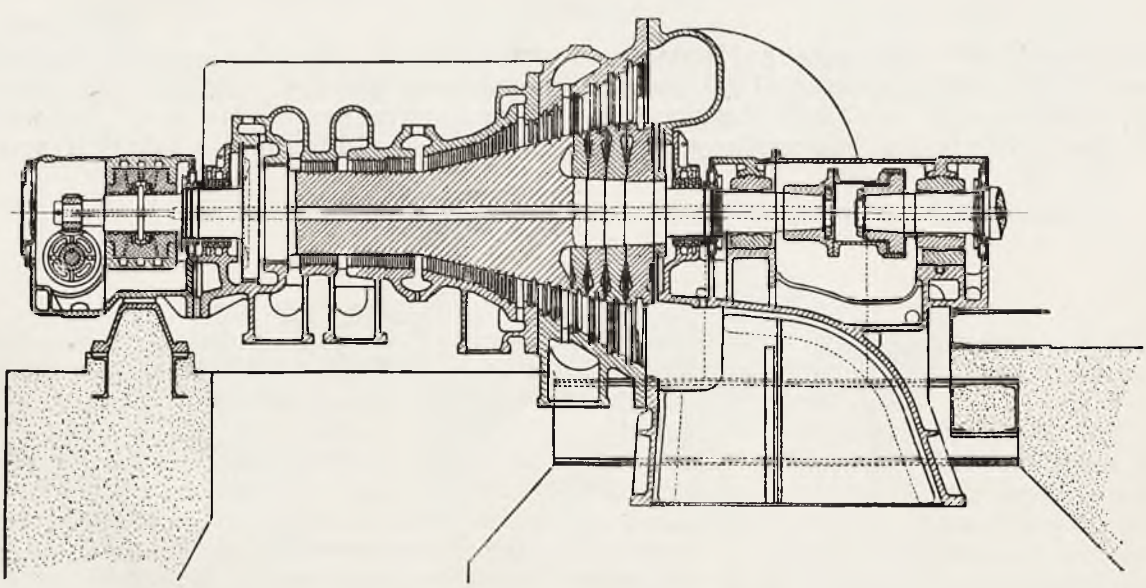
OBECNIE DOMINUJĄCE KIERUNKI W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH.

(Por. *Technika Cieplna*, 1938, str. 73).

Fabryka *M. A. N.* w Norymberdze buduje tak wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne jak i promieniowe przeciwbieżne systemu Ljungstroema, bo należy do przodujących firm w Tow. *„Illunion"*. Z materiałów stawionych do mej dyspozycji wynika, że firma *M. A. N.* zaleca system osiowy przeważnie jako silniki o mniejszej mocy i jako upustowe, pracujące z pobieraniem pary do celów fabrykacyjnych i grzejnych, natomiast jedno-



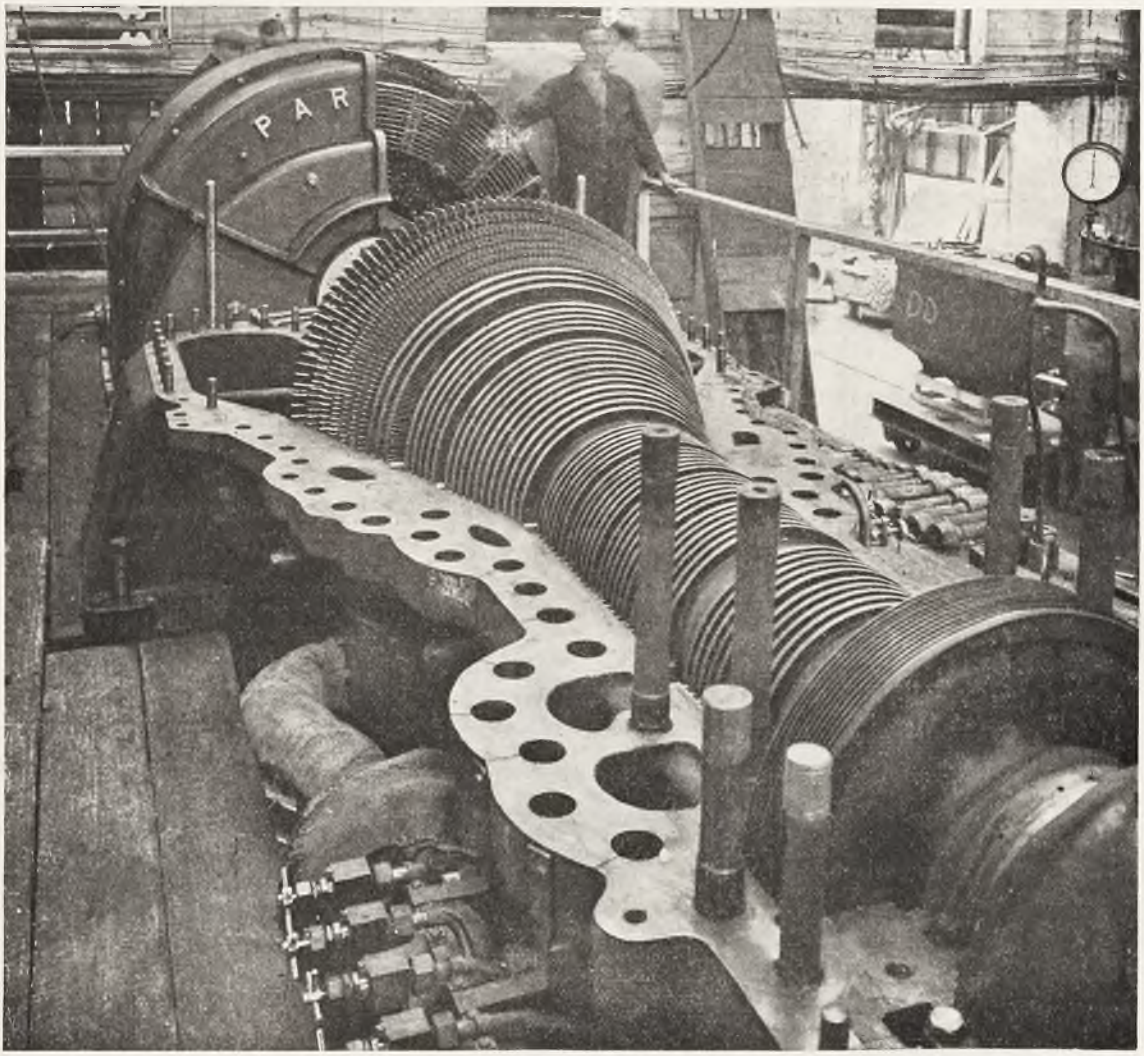
Rys. 26



Rys. 27

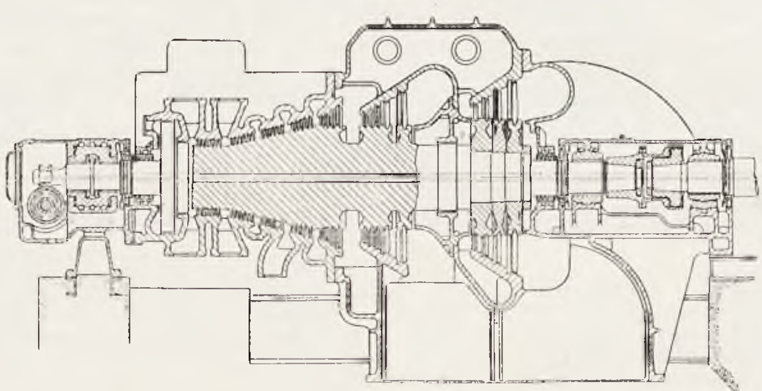
kadłubowy typ promieniowy przeważnie jako turbinę kondensacyjną o większej mocy i turbinę przeciwprężną, zwłaszcza przy bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej.

Na rys. 26 widzimy promieniową turbinę przeciwbieżną budowy *M. A. N.* o mocy



Rys. 28

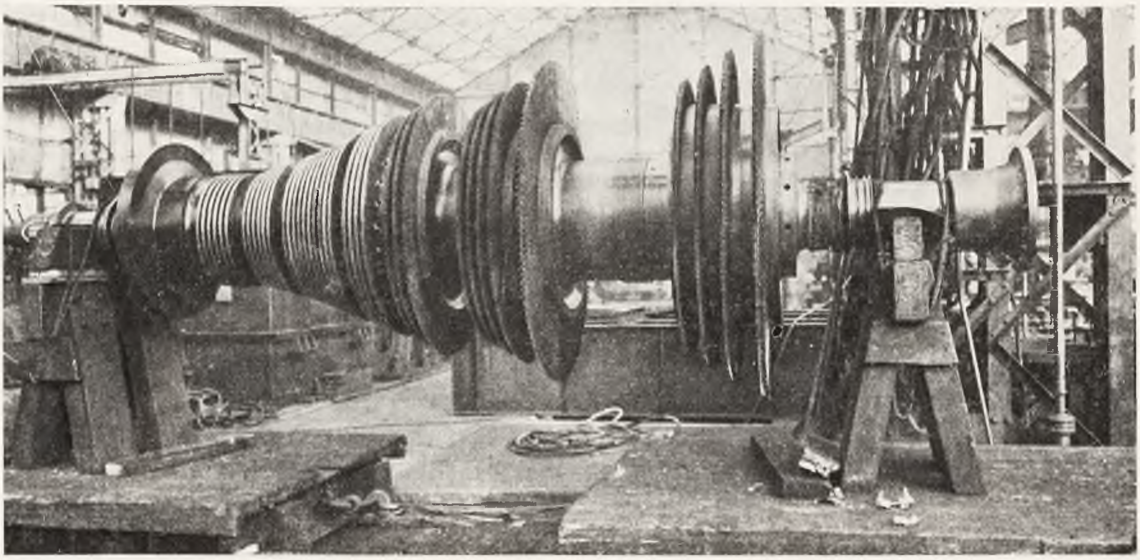
największej 25.600 *kW* (moc najekonomiczniejsza 20.000 *kW*) przy n = 3.000 *obr/min* dla p_1 = 40,5 *atn*, t_1 = 475° *C* i temperatury wody 15° *C*. Silnik ten jest zasilany równocześnie parą o dwóch różnych ciśnieniach, mianowicie o ciśnieniu 40,5 *atn* i z niskoprężnych kotłów o ciśnieniu 11,5 *atn* i temperaturze 330° *C*, lecz konstrukcyjne wykonanie tego zagadnienia nie wynika z rysunku. Liczba promieniowych wieńców łopatkowych wynosi 25, po których następują dwa osiowe podzielone stopnie ciśnienia o przeciwkierunkowym przepływie pary. Ze względu na uzyskanie dostatecznie dużych wolnych



Rys. 29

przekrojów przepływowych przy korzystnym stosunku długości łopatki do średnicy wirnika, posiadają stopnie osiowe znacznie większą średnicę od ostatniego wieńca promieniowych łopatek. Nadmienić by jeszcze należało, że za kierownicami pierwszego stopnia

Natomiast przy niższym ciśnieniu pary dolotowej używa ta wytwórnia począwszy od 3.000 *kW* systemu czysto reakcyjnego, który przy wyższym ciśnieniu dolotowym może być wykonany jako jednokadłubowy o mocy aż do 30.000 *kW*. Na rys. 27 widzimy turbinę

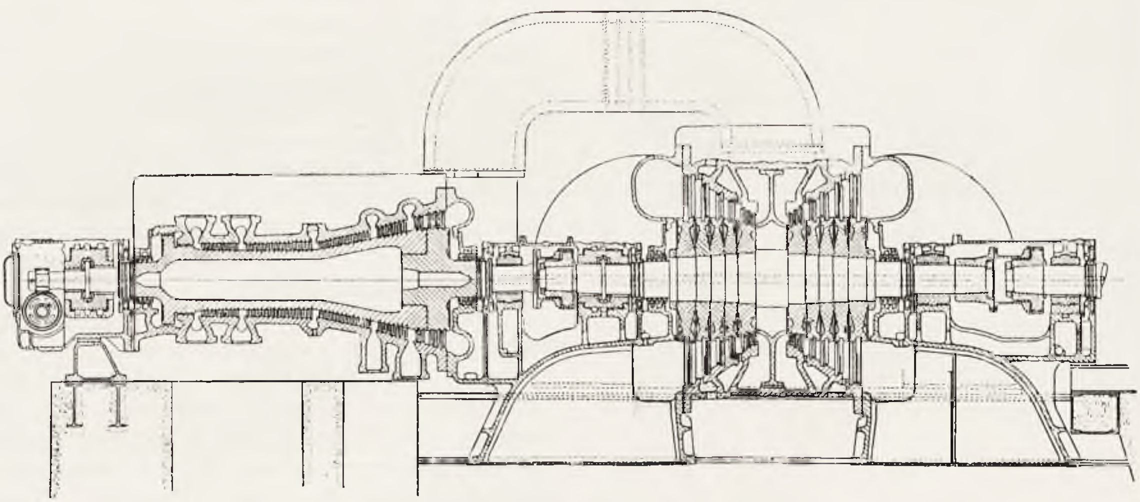


Rys. 30

osiowego znajdują się kanały do odprowadzenia wody wydzielonej z pary, oraz że ostatnie wieńce łopatek kierowniczych posiadają uszczelnienie grzebieniaste na możliwie zmniejszonej średnicy.

Najstarsza fabryka turbin parowych *Par-*

kondensacyjną o mocy największej 27.500 *kW* przy n = 3.000 *obr/min* dla p_1 = 27,2 *atn* i t = 392° *C*, a na rys. 28 fotografię takiego typu. Szczególną uwagę zwracają tutaj rozcięcia kołnierza kadłuba od zewnątrz aż do otworów na śruby, co według twierdzenia firmy



Rys. 31

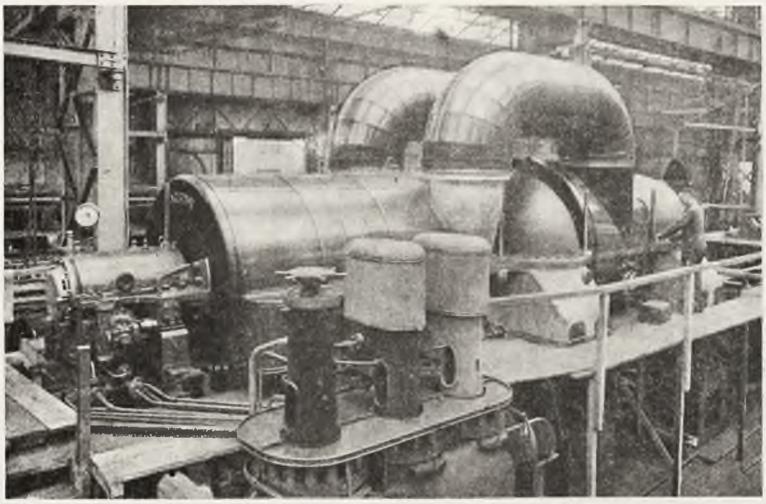
sons i Comp. w Newcastle - Upon - Tyne stara się również opanować możliwie największą moc w możliwie małej liczbie kadłubów przy n=3.000 *obr/min.* W obrębie od 3.000 *kW* do 6.000 *kW* stosuje *Parsons* przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej bezprzekładniowy typ, składający się z koła Curtis'a, kilku kół akcyjnych i wielostopniowej części reakcyjnej, aby otrzymać w pierwszych wieńcach reakcyjnych łopatki o dostatecznej długości.

Parsons przeciwdziała skutecznie przy bardzo wysokiej temperaturze pary odkształceniom kadłuba turbiny.

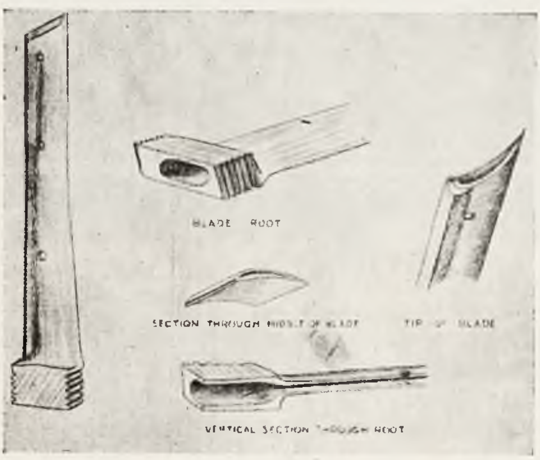
W przeciwstawieniu do konstrukcji na kontynencie europejskim *Parsons* używa małych szczelin osiowych, a większych promieniowych. Wytwórnia ta i inne fabryki turbin parowych w Anglii stoją bowiem na stanowisku, że przy większych szczelinach osiowych zużycie pary jest większe, oraz że przy

małych szczelinach osiowych łatwiej można szybko uruchomić turbinę nawet dwukadłubową niż przy małych szczelinach promieniowych.

Przy niższym ciśnieniu pary dolotowej i zarazem niższej jej temperaturze, lub też przy większej mocy powyższy typ jednokadłubowy otrzymuje w ostatnich stopniach ciśnienia dwustrumieniowy przepływ, jak to wynika z rys 29. Konstrukcja tego rodzaju, wykonana już dla mocy 30.000 *kW* przy p_1 = 27,2 *atn* i t_1 = 425^0 *C*, p_4 = 0,05 *ata* (podgrzewanie wody zasilającej do 145^0 *C*) jest oczywiście więcej skomplikowana, lecz w systemie reakcyjnym przy wyżej podanych warunkach pracy konieczna ze względu na uzyskanie dobrej sprawności, a posiada oprócz tego nie zbyt duże naprężenia w łopatkach. Zewnętrzny widok wirnika tego typu przedstawia rys. 30.



Rys. 32



Rys. 33

W obrębie mocy od 20.000 *kW* do 50.000 *kW* firma *Parsons* wykonywa przy *n* = 3.000 *obr/min* dwukadłubowe kondensacyjne turbiny reakcyjne (rys. 31), w których cylinder niskoprężny posiada dwukierunkowy przepływ pary, a ciśnienia stosowane dochodzą do p_1 = 41 *atn* i t_1 = 475^0 *C*, próżnia przy 40.000 *kW* do p_4 = 0,0345 *ata*, podgrzewanie wody zasilającej do 172^0 *C*. Ze względu na wysoką temperaturę pary dolotowej zwraca się szczególną uwagę na symetryczne kształty kadłuba wysokoprężnego, z którego pobiera się parę w kilku miejscach do podgrzewania wody zasilającej kotły, jak również wykonywa się bęben wewnątrz pusto odkuty, aby mieć pewność o jednolitości materiału. Zewnętrzny widok tego typu dwukadłubowego przedstawia rys. 32.

Celem zmniejszenia naprężeń w długich łopatkach wirnikowych niskoprężnej części firma *Parsons* walcuje je wewnątrz puste (rys. 33), a celem zmniejszenia zniszczenia ich przez erozję (rys. 34 a) — przypawa na krawędziach wlotowych listewki z materiału o bardzo dużej twardości (rys. 34 b), co oczywiście wpływa w pewnej mierze niekorzystnie na przepływ pary. Praktyczne korzyści takiej konstrukcji są jednak niewątpliwie znacznie większe od strat spowodowanych zmniejszeniem sprawności turbiny.

Firma Siemens buduje kondensacyjne turbiny parowe tak jako osiowe jak i promieniowe typu Ljungstroema. Turbiny *Siemens'a* promieniowo - przeciwbieżne są takiej samej budowy jak firmy *M. A. N.*, której konstrukcję widzieliśmy na rys. 26, bo obiedwie wytwórnie należą do Tow. *„Illunion"*. Turbiny osiowe *Siemens'a* składają się również z koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny reakcyjnej, skutkiem czego liczba stopni, a zatem długość turbiny, ze względu na wymaganą dużą liczbę Parsons'a podobnie jak w turbinach fabryki *B. B. C.*, wypada większa niż w turbinach akcyjnych, lub też przeważnie akcyjnych. Firma *Siemens* stara się jednak od szeregu lat ograniczyć liczbę kadłubów, stosując w cylindrze wysokoprężnym zawsze tłok odciążający.

Typ jednokadłubowy *Siemens'a*, stosowa-

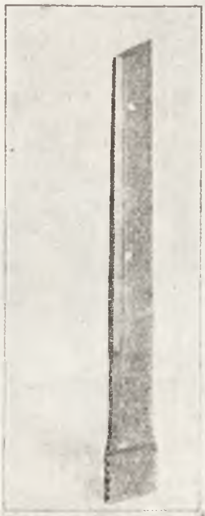
ny przy $n = 3.000$ *obr/min*, o mocy aż do 20.000 *kW* przy jednostrumieniowym przepływie pary, zmienił w ostatnich latach swą budowę. Obecnie nie używa się już przyśrubowanych tarcz wirnikowych w części nisko-prężnej, tylko ostatnia tarcza z rozszerzonym

czyli jest to turbogenerator o największej mocy przy $n = 3.000$ *obr/min*, pracujący od szeregu lat. Ostatnią turbinę budowano by obecnie już jako dwukadłubową.

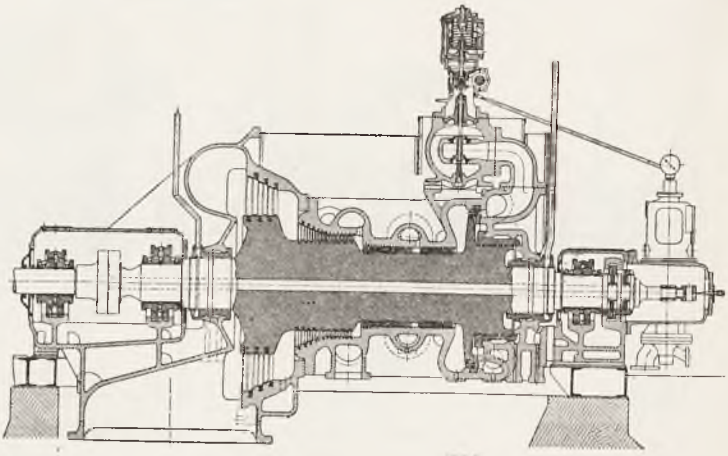
S. A. *Siemens* stosuje przy dużej prędkości obwodowej w ostatnim wieńcu kierowniczym



Rys. 34a



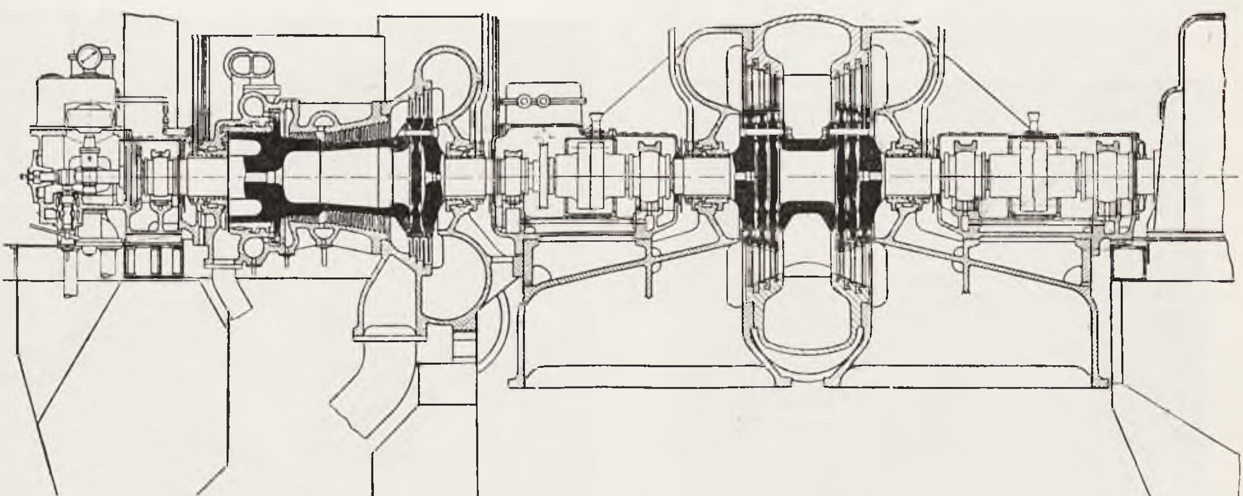
Rys. 34b



Rys. 35

wieńcem tworzy jedną całość z pełnym bębnem (rys. 35). *Siemens* stoi bowiem na stanowisku, że nowoczesne urządzenia w hutach zapewniają dobre przekucie bloku o tak dużej średnicy, a osiąga się przez to znaczne uproszczenie budowy i większą niezawodność ru-

dokładki z kanałem odwadniającym patentu *Hake* (rys. 38). Kanał ten jest przedłużony ponad wieniec wirnikowy, który musi otrzymać krótsze łopatki. Ponieważ w turbinie osiowej woda odrzucana jest na zewnątrz, przeto mam wrażenie, że podobny skutek osiąg-



Rys. 36

chu. W planie łopatkowym tej turbiny widoczne są dwa uskoki w części reakcyjnej, powodujące straty, wylotowe i wywołane wirami. W danym wypadku konstruktor stosuje w tych miejscach pobieranie pary, względnie odprowadzenie wody przed częścią niskoprężną.

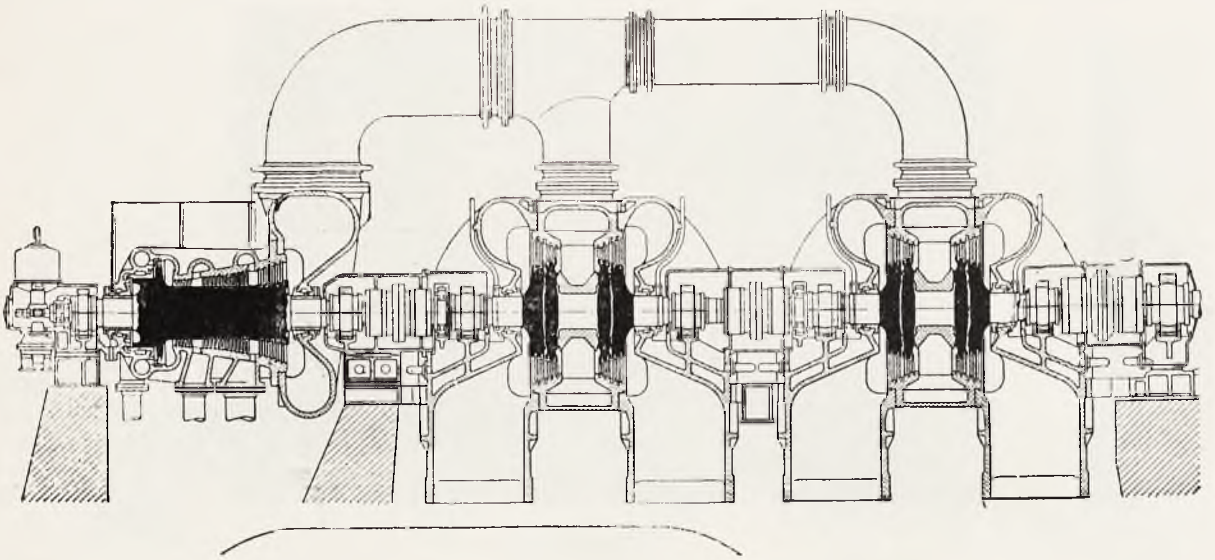
Typ dwukadłubowy *Siemens*'a uwidoczniony na rys. 36, wykonano już dla mocy 34.000 *kW*, a typ trójkadłubowy (rys. 37) dla mocy 60.000 *kW* przy $n = 3.000$ *obr/min*,

nęło by się, wykonywując tylko łopatki wirnikowe ostatniego wieńca obcięte na zewnętrznym obwodzie, co już przed kilku laty było projektowane.

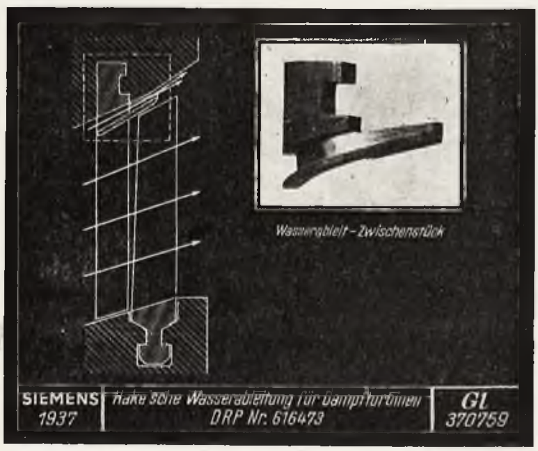
Jak z górnej krzywej rys. 39 wynika, zniszczenie przez erozję postępuje szybko w ciągu pierwszych 10.000 godzin pracy, następnie po wbudowaniu przyrządu Hake'go przyrost straty powierzchni jest znacznie mniejszy. Przy zastosowaniu przyrządu Hake'go od początku pracy turbiny strata po-

wierzchni postępuje według dolnej krzywej, czyli jest bardzo zredukowana.

Zakłady *Skody* w Pilznie, wykonywujące osiowe wielostopniowe turbiny akcyjne ze stopniem regulacyjnym, stosują w jednokadłubowych typach kondensacyjnych o dużej mocy (około 20.000 *kW)* przy n = 3.000 *obr/min,* dwustrumieniowy przepływ pary w ostatnim stopniu ciśnienia (rys. 40). Oczywiście takie rozwiązanie komplikuje budowę kadłuba, lecz zmniejsza naprężenia w łopatkach ostatniego wieńca, a może także zmniejszyć zniszczenie przez erozję wobec mniejszej prędkości obwodowej łopatek.



Rys. 37

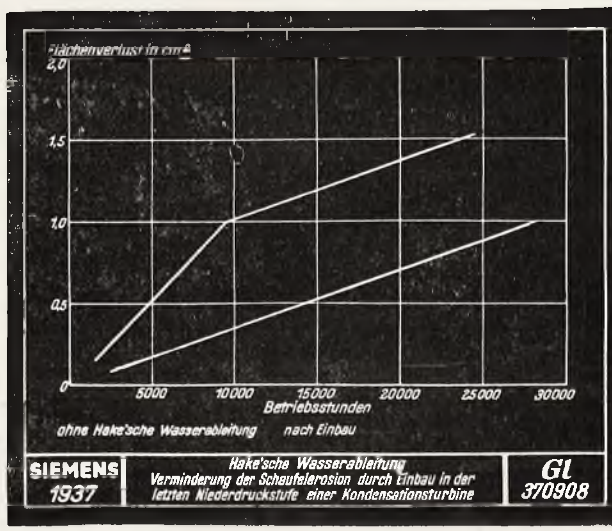


Rys. 38

Fabryka ta posiada już od kilku lat w ruchu w Trzebowicach turbinę trójkadłubową o mocy 21.000 *kW*, zbudowaną dla p_1 = 125 *atn*, $t_1 = 480^0$ *C*, woda chłodząca 25° *C*, w której cylinder niskoprężny posiada przepływ pary podobny do konstrukcji rys. 40. Jak wielką moc firma *Skoda* osiąga obecnie w turbinach jedno - i dwukadłubowych przy n = 3.000 *obr/min,* nie wynika z materiału otrzymanego przeze mnie.

Turbiny fabryki *Wumag* posiadają stopień regulacyjny i kilkanaście stopni akcyjnych. W zasadzie firma ta dąży do budowy turbin jednokadłubowych dla możliwie dużej mocy. Na rys. 41 widzimy turbinę o mocy 14.000 *kW* przy n = 3.000 *obr/min,* napędzającą za pomocą przekładni zębatej wykonania Kruppa generator z liczbą obrotów n = 1.500 na minutę.

Dla mocy większej stosuje *Wumag,* zdaje się jeszcze obecnie turbiny dwukadłubowe, w których cylinder niskoprężny posiada czterostrumieniowy przepływ pary, np. rys 42



Rys. 39

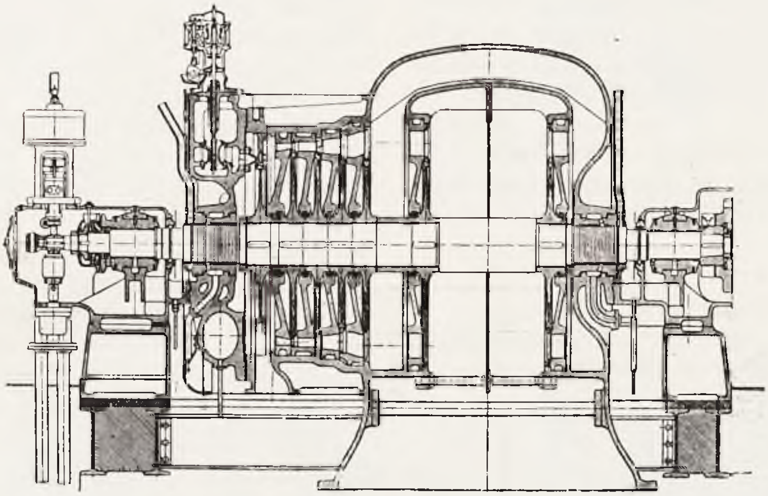
przedstawia turbinę o mocy 45.000 *kW* przy n = 3.000 *obr/min* i próżni 96%. Budowa cylindra niskoprężnego jest bez wątpienia bardzo skomplikowana, lecz w łopatkach wirnikowych osiąga się mniejsze naprężenia i mniejsze zniszczenie przez erozję.

* * *

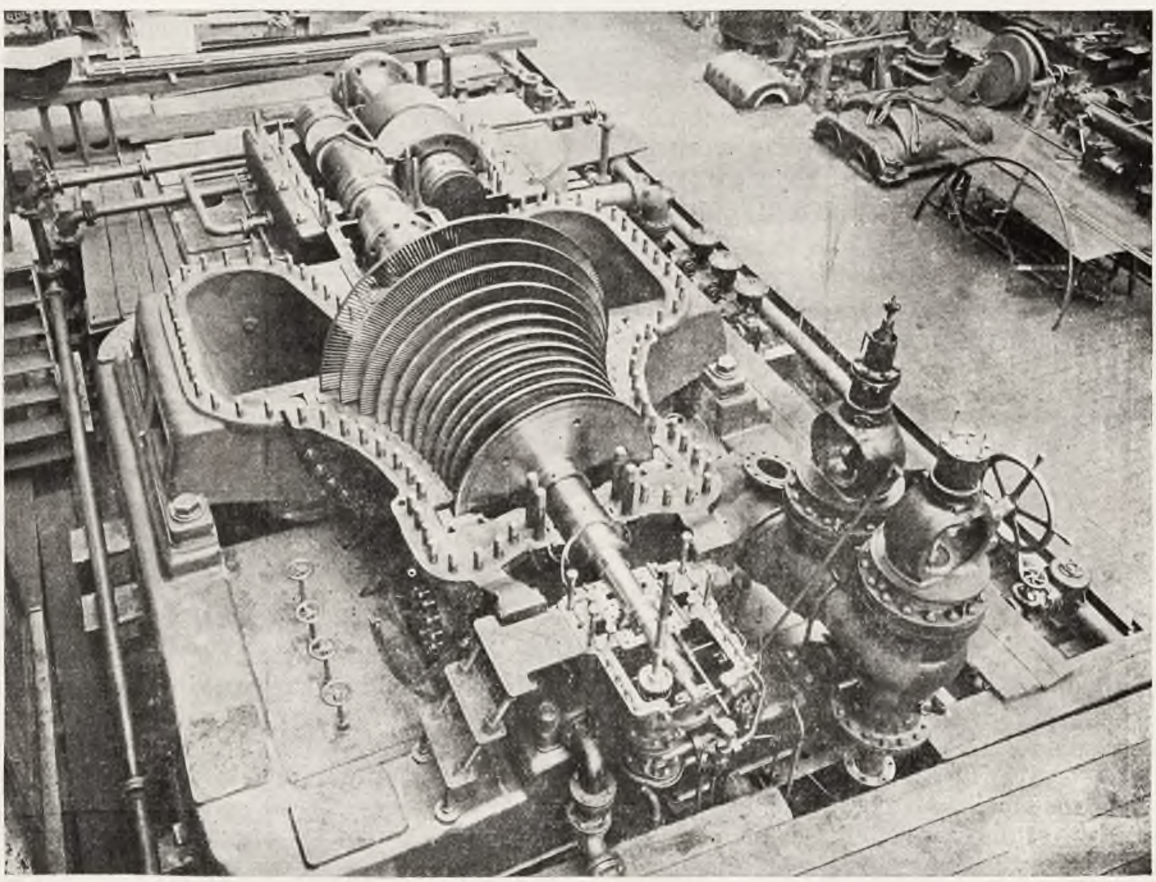
Z powyższego przeglądu typów kondensacyjnych turbin parowych wynika, że większość wytwórni dąży do możliwego potanie-

nia i uproszczenia budowy przez opanowywanie największych mocy przy n = 3.000 *obr/min*, mianowicie aż do 45.000 *kW* w jednokadłubowych, a aż do 80.000 *kW* w dwukadłubowych typach. Jak zaznaczyłem, pomiary odbiorcze nie udowodniły jeszcze podawanej wysokiej sprawności tych typów o bardzo dużej mocy. Wątpliwości w tym względzie mogłyby nasuwać:
może niedostatecznie duża liczba jakościowa Parsons'a, w niektórych konstrukcjach zbyt wysoka prędkość pary o wysokim ciśnieniu, z konieczności dość duża strata wylotowa i poważne straty sprawności turbiny z powodu dużej wilgotności pary w części niskoprężnej.

Również praktyka jeszcze nie udowodniła niezawodności ruchu tych typów turbin o bardzo dużej mocy przy wysokim ciśnieniu i bardzo wysokiej temperaturze pary dolotowej, posiadających stosunkowo krótką budowę. Przy ostatniej wirniki posiadają duże średnice, różnica temperatur po stronie wysoko — i niskoprężnej kadłuba turbiny jest bardzo duża, przez co mogą powstawać duże naprężenia. W końcu, przy bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej panuje w części niskoprężnej bardzo duża wilgotność, która przy



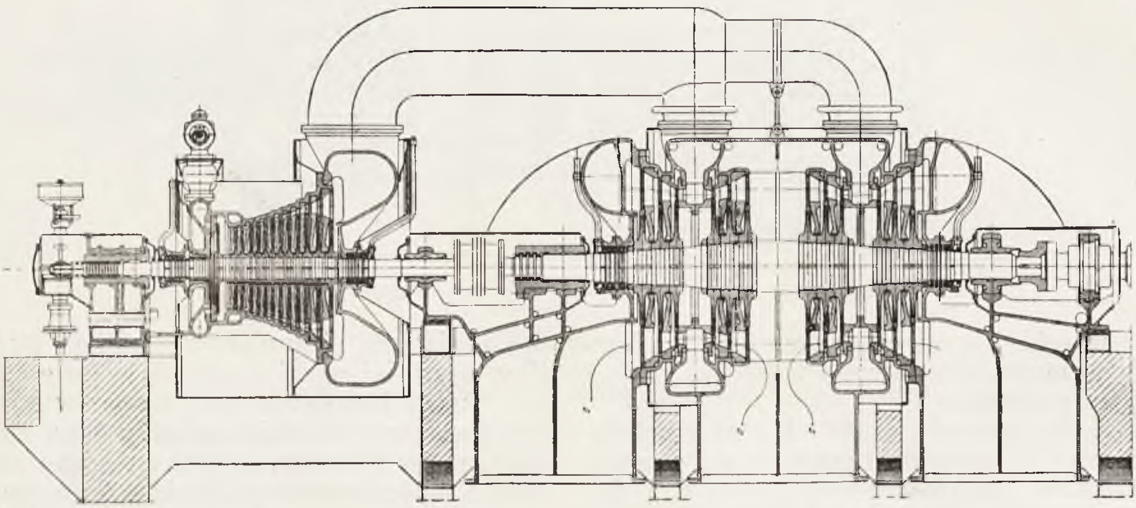
Rys. 40



Rys. 41

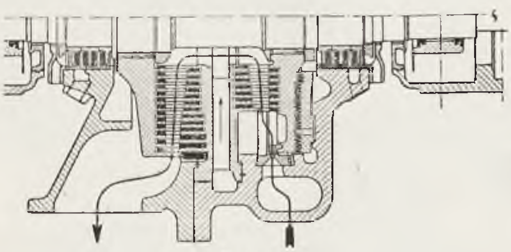
dużej prędkości obwodowej wirników może w krótkim czasie niszczyć łopatki przez erozję, powodując konieczność ich częstej wymiany.

Dziś propaguje się stosowanie ciśnień powyżej 100 *atn* i temperatur do 500° *C*, co wymaga stosowania podwójnego przegrzewania pary. Natomiast praktyka nie udowodniła bynajmniej jeszcze, czy instalacje te w ruchu rzeczywistym, w którym koszty utrzymania muszą być również uwzględniane, okażą się bezsprzecznie tańsze od instalacji pracujących z ciśnieniem kotłowym około 40 *atn*. Z tej przyczyny radziłbym w naszych warunkach dla turbin kondensacyjnych nawet o wielkiej mocy na razie nie stosować wyższych ciśnień kotłowych od 40 *atn* przy 450° do 475° *C* (za przegrzewaczem), przez co powinno się uniknąć nadmiernego niszczenia łopatek przez erozję. Przed decyzją w sprawie typu jedno — lub dwukadłubowego trzeba oczywiście wyjaśnić wątpliwości poprzednio wspomniane.



Rys. 42

II. Turbiny kondensacyjne pracujące z n > 3000 obr/min i z przekładnią zębatą.



Rys. 43

Typ powyższy stosuje się ze względu na zmniejszenie kosztów budowy przy p_1 = 19 przy wodzie chłodzącej o 15° *C*, a aż do *atn* i t_1 = 375° *C* o mocy aż do 1500 *kW* 2500 *kW* przy wodzie o 27° *C*. Oczywiście przy wyższych ciśnieniach i temperaturach pary dolotowej moc maksymalna zwiększa się odpowiednio, przy niższych — zmniejsza się. Liczba obrotów wału turbiny wynosi *n* = 12000 do 6000 *obr/min*, a przeważnie wykonywa się kilkostopniową turbinę akcyjną z kołem Curtis'a jako stopniem regulacyjnym.

Pod względem niezawodności pracy turbogenerator z przekładnią zębatą daje dobre wyniki, jeżeli przekładnia zębata została wykonana solidnie i z nadzwyczajną precyzyjnością, a cały turbogenerator — (po stronie wysokoprężnej dopuszczalne oddzielne podparcie) — spoczywa na dostatecznie silnej ramie fundamentowej przy zastosowaniu odpowiednich sprzęgieł dla połączeń wałów. W przeciwnym razie można jeszcze dziś doznać bardzo nie miłych rozczarowań z turbogeneratorami tego rodzaju. Nadmieniam, że fabrykacja dobrych przekładni zębatych wymaga specjalnych urządzeń i wyjątkowej staranności w przeprowadzaniu kontroli. Wymagania stawiane w stosunku do pracy przekładni zębatej są bowiem teraz bardzo duże. Oprócz bezwzględnej niezawodności stawia się warunek, że szmery, hałas i tony przekładni nie powinny utrudniać osobom w pobliżu niej stojącym swobodne rozmawianie. W turbinach z przekładnią zębatą trzeba też zwrócić baczną uwagę na prawidłową gospodarkę olejową, w szczególności przy stosowaniu tego samego oleju do smarowania przekładni i łożysk.

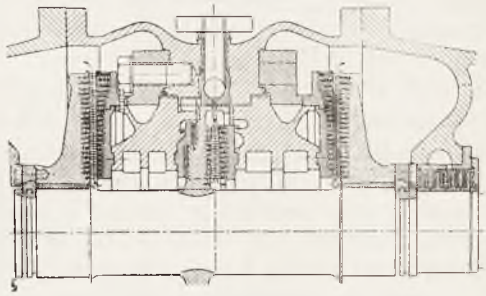
III. Turbiny przeciwprężne i upustowe.

W turbinach tego rodzaju, zwłaszcza przy konieczności uzyskania dużej mocy z pary fabrykacyjnej lub grzejnej, powinno stosować się znacznie wyższe ciśnienie pary dolotowej niż w turbinach kondensacyjnych, ograniczone może najwięcej możnością i kosztami odpowiedniego przygotowania wody zasilającej kotły. Tutaj bowiem tylko część skroplin powraca do kotłowni.

Turbiny przeciwprężne wykonywane są zarówno o ustroju osiowym jak i promieniowym. Osiowe typy, budowane prawie wyłącznie jako jednokadłubowe, — dla

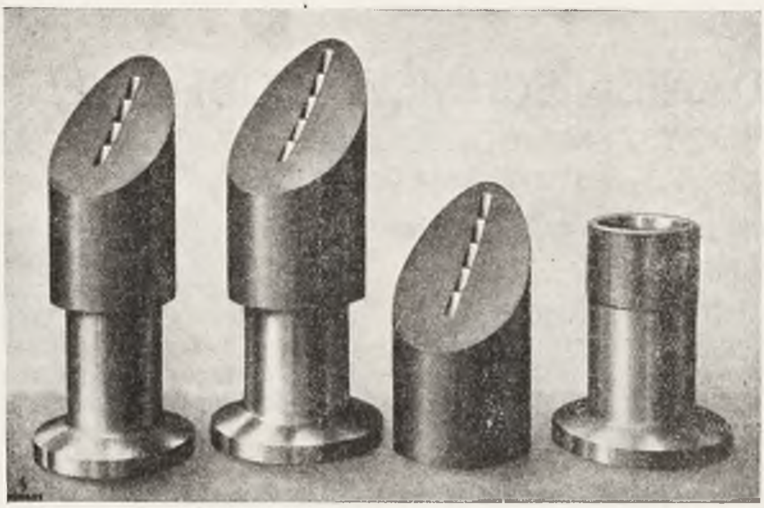
mniejszej mocy i dla mniejszego przełyku pary w połączeniu z przekładnią zębatą, — posiadają analogiczne konstrukcje jak turbiny kondensacyjne. Jedynie celem uzyskania mniejszego zużycia pary przy mniejszych obciążeniach wyposaża się je zwykle w większą liczbę zaworów regulacyjnych, bo w turbinach przeciwprężnych regulacja możliwie zbliżona do ilościowej przynosi znacznie większe korzyści niż w kondensacyjnych.

Promieniowe turbiny przeciwprężne systemu reakcyjnego, które są polecane przez niektóre firmy jako typy dające się bardzo szybko uruchomić, spotykamy na rynku o dwóch ustrojach. Fabryka *Siemens'a* wprowadziła dla mniejszych spadków adiabatycznych entalpii promieniową turbinę nie przeciwbieżną, więc z nieruchomymi łopatkami kierowniczymi. Dwa z różnorodnych wykonań tej firmy widzimy na rys. 43 i 44. Pierwsze stosuje się dla mocy średniej, drugie — dla bardzo dużej ilości pary przepływającej i mocy 20.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min.* Pierwszy stopień tych turbin reakcyjnych jest akcyjny, aby móc zastosować regulację ilościowo - jakościową. Zewnętrzny widok dysz, używanych przy bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej, a wstawianych w kadłub od zewnątrz, przedstawia rys. 45.

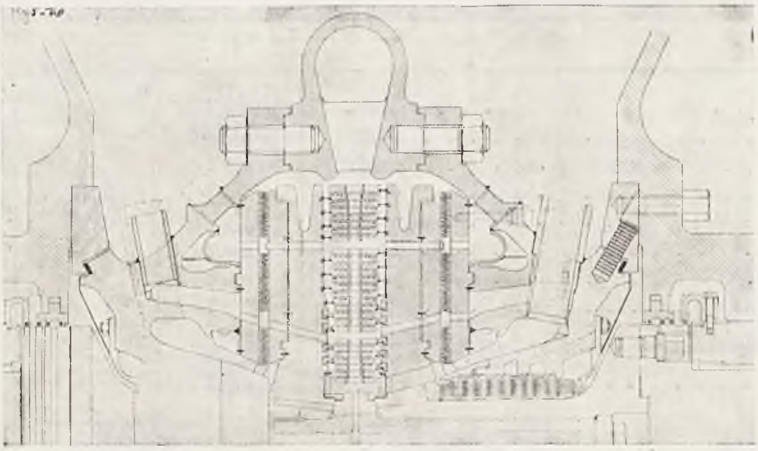


Rys. 44

Jako drugi typ przeciwprężnych turbin promieniowych wymienić należy przeciwbieżne reakcyjne systemu *Ljunstroem'a*, które posiadają regulację wyłącznie jakościową. Konstrukcję Tow. *„Illunion"*, wykonywaną np. przez firmy *M.A.N.*, *Siemens*, dla $p_1 = 124$ *atn*, $t_1 = 490°$ *C* i mocy 14.500 *kW* przedstawia rys. 46. Ze względu na bardzo wysokie ciśnienie pary do — i wylotowej kadlub turbiny posiada małe wymiary i nie jest w osi poziomej dzielony, natomiast jest wstawiony w podzie-



Rys. 45



Rys. 46

loną w osi poziomej osłonę, którą tworzy normalny kadłub turbiny kondensacyjnej.

Turbiny upustowe, będące bardzo ważnym działem silników cieplnych, a pracujące z samoczynnie sterowanym odbiorem pary w jednym, dwóch, a nawet trzech miejscach, wykonywane są prawie wyłącznie jako turbiny osiowe. Również w tej dziedzinie przeważa obecnie tendencja do ograniczenia liczby kadłubów do jednego lub dwóch, pomimo stosowania bardzo wysokich ciśnień dolotowych, pomimo konieczności osiągnięcia w wysokoprężnej części bardzo wysokiej sprawności i pomimo komplikacji budowy kadłuba z powodu upustu pary. Naturalnie przy większej liczbie sterowanych upustów trzeba wybrać typ dwukadłubowy.

Ponieważ warunki pracy turbin upustowych są bardzo różnorodne, przeto i ich plany łopatkowe muszą być bardzo różnorodne. Wytwórnie budują je na podstawie zasad przedstawionych dla osiowych turbin kondensacyjnych. Jedynie fabryka *Siemens'a* stosuje dwukadłubowy ustrój, w którym cylinder wysokoprężny posiada promieniowy (*nie* przeciwbieżne wirniki), a niskoprężny — osiowy przepływ pary.

Wytwórnie, należące do Tow. *„Illunion"*, nie budują turbin upustowych typu promieniowo — przeciwbieżnego, natomiast Tow. *Asea* wykonywa taki typ o jednym upuście sterowanym. Z istoty rzeczy wynika, że budowa takiej turbiny musi być skomplikowana; — dotychczas nie jest mi też znana żadna publikacja o pomiarach odbiorczych tego typu.

TYTUS MARYAŃSKI, inż.

SPRAWOZDANIE TECHNICZNE ODDZIAŁU CIEPLNEGO
STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W KATOWICACH.

(Por. *Technika Cieplna*, 1938, str. 74)

Wskazówki dotyczące jakości wody zasilającej i kotłowej.

Liczby dopuszczalnych wartości analitycznych wody zasilającej i kotłowej są zależne od wielu czynników jak: rodzaju kotła, natężenia powierzchni ogrzewalnej, ciśnienia roboczego, wzajemnego ustosunkowania poszczególnych rodzajów zanieczyszczeń i t. p., dlatego też jest trudno uwzględnić te wszystkie możliwe czynniki przy określaniu wielkości dopuszczalnych zanieczyszczeń. Jednak zestawiając wartości uzyskane w praktyce można się zorientować, jaki jest rząd wielkości danego zanieczyszczenia, przy którym nie powinny zachodzić trudności w ruchu kotła. Wartości dopuszczalnych zanieczyszczeń w ten sposób określone podajemy w ta-

TABELA II Dopuszczalne ilości składników niepożądanych oraz potrzebne ilości odczynników pożytecznych w wodzie zasilającej i kotłowej.

Ciśnienie robocze w kotle		atn	1 — 15	15 — 25	powyżej 25
Rodzaj kotłów			Płomienicowe, bateryjne, płomieniówkowe i wodnorurkowe	Wodnorurkowe	Wodnorurkowe i opromieniowane
Dopuszczalne natężenie pow. ogrzewalnej		kg/m^2h	< 25	< 35	> 35
Woda zasilająca					
$Na\ HCO_3$		mg/l	—	0 ¹)	0 ¹)
Twardość	poniżej	^0niem	1	0,3	0,1
Tlen O_2	poniżej	mg/l	0,5	0,05	0,03
$Na_2\ CO_3$	poniżej	mg/l	120	50	15
Utlenialność (zużycie $KMnO_4$)	poniżej	mg/l	100	25	20
SiO_2	poniżej	mg/l	—	10	5
Olej	poniżej	mg/l	5	1	1
P_2O_5 (pożądany dodatek)	około	mg/l	—	3	3
Przy odgazowaniu chemicznym nadmiar winien wynosić:					
Na_2SO_3	około	mg/l	8	8	8

¹) Warunek ten jest spełniony, gdy $2\ p > m$, gdzie $p =$ alkaliczność względem fenolftaleiny, $m =$ alkaliczność względem oranżu metylowego, oznaczone przez miareczkowanie kwasem solnym.

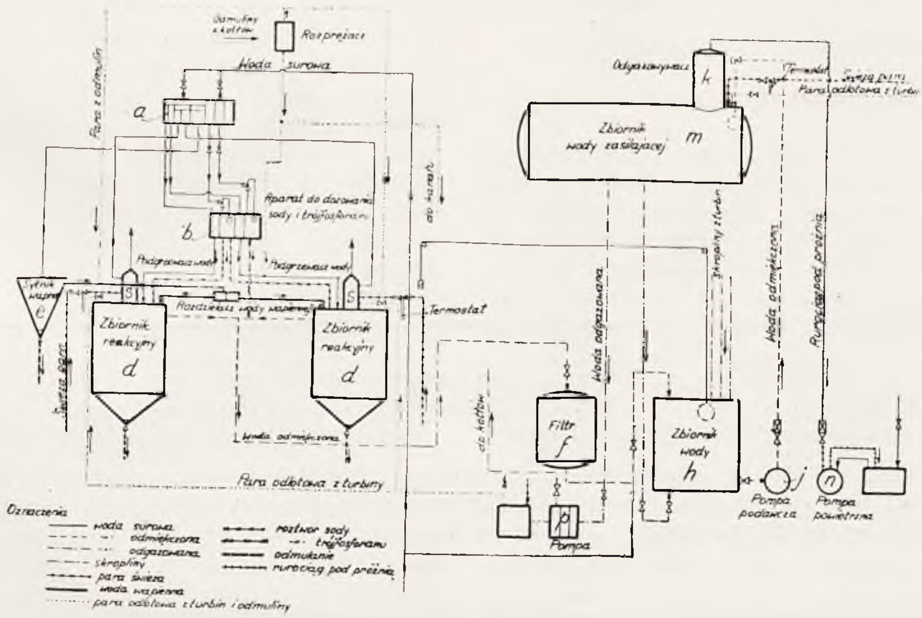
Ciśnienie robocze w kotle	atn	1 — 15	15 — 25	powyżej 25
Rodzaj kotłów		Płomienicewe, bateryjne, płomieniówkowe i wodnorurkowe	Wodnorurkowe	Wodnorurkowe i opromieniowane
Woda kotłowa				
Gęstość . . . . poniżej	${}^{0}Bé$	1 [2])	0,5	0,3
Twardość . . . . poniżej	${}^{0}niem$	—	0,3 [3])	0,1 [3])
Liczba alkaliczności:				
bez dodatku fosforanów	mg/l	200—1000	—	—
z dodatkiem fosforanów ciśn. poniżej 50 *at*	mg/l	—	100—400	100—400
z dodatkiem fosforanów ciśn. powyżej 50 *at*	mg/l	—	—	50—100
Utlenialność (zużycie $KMnO_4$) . . . . poniżej	mg/l	500	300	100
SiO_2 . . . . poniżej	mg/l	—	—	30
P_2O_5 (pożądany dodatek) . . . . około	mg/l	—	30	30
Przy odgazowaniu chemicznym nadmiar winien wynosić:				
Na_2SO_3 . . . . około	mg/l	40	30	30

[2]) W kotłach płomienicowych można utrzymywać gęstość wody do $2^0 Bé$, o ile inne wielkości na to pozwalają.
[3]) W obecności fosforanów.

beli II. Musimy jednak dodać, iż zaobserwowaliśmy, że po przekroczeniu wielkości z tabeli nie zawsze występują trudności w ruchu, ponieważ pewne czynniki mogły nadać procesom w kotle kierunek, unieszkodliwiający wpływ danego zanieczyszczenia.

Odbiór instalacji do odmiękczania i odgazowania wody zasilającej.

Schemat instalacji podany jest na rys. 11. Woda surowa podawana jest przez pompę odśrodkową do zbiornika rozdzielczego *a*, skąd własnym ciężarem przelewa się do zbiorników reakcyjnych *d* i sytnika wapna *e*, przy czym część jej przepływa przez aparat dawkujący *b*, służąc do napędu czerpaków chemikalii, a część płynie przez podgrzewacze *S*, w których miesza się z parą odlotową lub świeżą. Do zbiorników reakcyjnych dodawany jest roztwór sody i woda wapienna, można też dodawać do wody odmiękczonej przed filtrem roztwór trójfosforanu sodu. Odmuliny z kotłów mogą być wprowadzane do zbiorników reakcyjnych, przy czym redukcja ciśnienia odmulin następuje w zbiorniku *r*, z odpowiednim układem dysz. Roztwory sody i trójfosforanu przygotowywane są w specjalnych przegrodach zbiornika rozdzielczego *a*, skąd spływają do aparatu dawkującego *b*, w którym pływaki utrzymują stały poziom chemikalii. W zbiornikach reakcyjnych woda



Rys. 11. Schemat instalacji do odmiękczania i odgazowywania wody.

zostaje odmiękczona przy temp. ok. 90° *C*. Odmiękczona woda spływa ze zbiorników reakcyjnych do filtra żwirowego *f*, skąd płynie do zbiornika wody zasilającej *h*, mieszając się w nim z kondensatem turbinowym. Następnie mieszanina wody odmiękczonej i kondensatu podawana jest pompą *j* przez odgazowywacz *k* do zbiornika *m* o pojemności 80 m^3, gdzie jest podgrzewana parą odlotową z turbopompy zasilającej lub świeżą i odgazowana przy pomocy pompy powietrznej *n*. Pompa *p* tłoczy odgazowaną wodę do kotłów.

Gwarancje: Dostawca zagwarantował maksymalną twardość wody zmiękczonej 0,4° *niem* przy dodawaniu sody i wapna oraz 0,25° *niem* przy dodawaniu sody, wapna i trójfosforanu sodu przy temp. wody w zbiorniku reakcyjnym 90° *C*. Ilość chemikalii potrzebnych do zmiękczania nie była gwarantowana, ponieważ ta zależy od składu chemicznego wody surowej; natomiast dostawca zagwarantował nadmiar chemikalii w odmiękczonej wodzie t. j. liczby alkaliczności: $p = 0{,}9$ *mval/l* i $m = 1{,}5$ *mval/l* przy dodawaniu sody i wapna oraz zmiękczanie na 0,25 *niem* przy dodawaniu oprócz sody i wapna 30 *g* $Na_3PO_4 \cdot 12\, H_2O/m^3$. Dostawca zagwarantował, że zawartość tlenu w wodzie odgazowanej przy temperaturze wody 60° *C* wyniesie poniżej 0,05 *mg/l*.

Próbka wody odmiękczonej została pobrana w czasie równowagi chemicznej aparatu odmiękczającego.

Wyniki analiz podano w tabeli III.

Jak widać z analizy wagowej wody odmiękczonej gwarancje przez dostawcę zostały dotrzymane. Drobne przekroczenia gwarancji leżą w granicach dokładności samej analizy i w granicach dopuszczalnej tolerancji. Woda odgazowana przy temp. 60° zawierała tlen O_2 w ilości 0,12 *mg/l*, zamiast gwarantowanej ilości 0,05 *mg/l*.

Badanie odgazowywacza przeprowadzone w kilka miesięcy później po dłuższych zabiegach dostawcy nie wykazały poprawy.

TABELA III.
Wyniki wagowych analiz wody.

		Rodzaj wody			
		Woda surowa	Woda odmiękczona (metodą wapno-soda)	Woda odmiękczona (metodą wapno-soda-fosforany)	Woda kotłowa
Pozostałość na filtrze po prażeniu	*mg/l*	1,55	—	—	513,0
Gęstość	°*Bé*	—	—	—	0,23
Pozostałość po wyparce	*mg/l*	140,6	—	—	1804,8
$Fe_2O_3 + Al_2O_3$	*mg/l*	0,2	0,21	0,0	0,8
CaO	*mg/l*	37,1	2,96	1,37	7,2
MgO	*mg/l*	6,65	0,93	0,58	0,7
SiO_2	*mg/l*	4,6	5,20	2,90	14,0
Cl	*mg/l*	14,2	15,98	15,10	411,8
SO_3	*mg/l*	28,12	28,8	—	262,0
CO_2 (związane, prócz sody	*mg/l*	26,4	—	—	—
Alkalicz. względem: fenofeltaleiny	$p\, cm^3/100\, cm^3$	—	0,9	0,9	7,3
metyloranżu	$m\, cm^3/100\, cm^3$	—	1,6	1,7	10,2
$Na + Na_2O$ (z obliczenia	*mg/l*	21,57	33,32	—	475,26
$NaOH$	*mg/l*	—	8,0	—	176,0
Na_2CO_3	*mg/l*	—	74,2	—	307,4
Liczba alkalicz. $= NaOH + \frac{Na_2CO_3}{4{,}5}$	*mg l*	—	24,5	—	244,3
P_2O_5	*mg/l*	—	—	4,5	—
Utlenialność w $mg\,KMnO_4/l$	*mg/l*	20,5	17,4	17,4	61,3
Twardość całkowita	°*niem*	4,64	0,426	0,218	0,818
Twardość wapniowa	°*niem*	3,71	0,296	0,137	7,20
Twardość magnez.	°*niem*	0,93	0,130	0,081	0,98
Twardość węglan.	°*niem*	3,36	—	—	—
Twardość stała	°*niem*	1,28	0,426	0,218	0,818

TREŚĆ: Dr. Inż. *R. Szewalski*. Zagadnienia rozwojowe w budowie turbin parowych i trubosprężarek. — Prof., Dr., Inż. *W. Chrzanowski*. Obecnie dominujące kierunki w budowie turbin parowych. — Inż. *T. Maryański*. Sprawozdanie techniczne Oddziału Cieplnego Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Katowicach.

SOMMAIRE: Dr., Ing. *R. Szewalski*. Les problèmes d'evolution dans la construction des turbines à vapeur. — Proff, Dr., Ing. *W. Chrzanowski*. La direction du progrès contemporain dans la construction des turbines à vapeur. — Ing. *T. Maryański*. L'activité departement thermique de la Société pour la Surveillance des Chaudières à Vapeur de Katowice.

Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.